

УДК 621.9-229.324:006.354

Т.А. Тірошко, магістр ТМ-06, В.А. Мажара, доц., канд. техн. наук,
А.Ю. Подольський, інж.

Кіровоградський національний технічний університет

Аналіз конструктивних параметрів цангових затискних механізмів

В статті проведено дослідження основних конструктивних параметрів цангових затискних механізмів. Досліджено характеристики цангових затискних пристроїв, зокрема встановлено залежності довжини пелюстки l_d від площі її поперечного перерізу F , довжини пелюстки l_d від допуску заготовки δ_p та довжини пелюстки l_d від допуску заготовки Δd .

цанговий затискний механізм, пелюстка цанги, точність обробки, діамант оброблюваної деталі, площа поперечного перерізу пелюстки цанги

Обробні центри є найбільш оптимальним рішенням для виготовлення продукції в умовах серійного та дрібносерійного типів виробництва. Такі верстати є високопродуктивним обладнанням, що дозволяє виготовляти складні та високоточні деталі з великою кількістю оброблюваних поверхонь з мінімальними затратами часу на підготовку їх виробництва.

Для затиску пруткових і штучних заготовок на токарних верстатах з ЧПК, одно і багатопиндельних автоматах та токарно револьверних верстатах у всьому діапазоні затискуваних заготовок використовують комплекти цанг, що забезпечують високу точність, швидкодію та надійність затиску.

Головною деталлю цангового механізму є цанга, тобто пружинна втулка, форма і розміри якої визначають, в основному, конструкцію і розміри інших деталей механізму. Цангові пристрої призначені, як правило, для виконання установочних і затискних функцій, і однаковою мірою використовуються для установки як по внутрішніх, так і по зовнішніх поверхнях, для баз малого і великого діаметру, довгих і коротких деталей, з великим і малим відношенням бази до її довжини і т.д. Тому конструкції і розміри цанг досить різноманітні, як різноманітне і конструктивне оформлення цангових пристроїв у цілому.

Тож, проблема дослідження історії виникнення та розвитку цангових механізмів на різних етапах розвитку металорізальних верстатів, зміна їх форми і функцій від вузькодіапазонних до широкодіапазонних є актуальною науковою задачею на даний час.

Метою досліджень є підвищення точності виготовлення деталі та надійності її закріплення при механічній обробці шляхом проектування і розробки конструкції спеціального пристосування та його затискних елементів.

Оскільки основним елементом для утримання деталі при обробці є цанга. Для ефективного використання силового пристрою треба проаналізувати його за декількома параметрами. Основним параметром є довжина пелюстки цанги. Даний параметр буде впливати на жорсткість конструкції її зносостійкість, та допуск на діаметр деталі (заготовки). Розглянемо розрахункову формулу довжини пелюстки цанги

$$l_d = \sqrt{\frac{I \times \varepsilon}{\xi} \times \left(\frac{I \times \varepsilon \times \lambda^2}{\xi} - 1 \right) + \frac{3 \times E \times \left(\delta_0 + \frac{\Delta d + \Delta I}{2} \right) \times \gamma_{\max}}{([\sigma] - \sigma_p) \times \xi} - \frac{I \times \xi \times \lambda}{\xi} c}, \quad (1)$$

де I – момент інерції поперечного перерізу пелюстки, відносно центральної вісі мм⁴;

Момент інерції розраховуємо за формулою:

$$I = K_1 \times (R^4 - r^4) - K_2 \times \frac{(R^3 - r^3)}{R^2 - r^2}, \quad (2)$$

де K_1 – коефіцієнт для розрахунку моменту інерції, який розраховується за формулою:

$$K_1 = 0,125 \times (0,01745 \times \psi + \sin \psi); \quad (3)$$

K_2 – коефіцієнт для розрахунку координат центру тяжіння, який розраховується за формулою:

$$K_2 = 25,4648 \times \frac{1 - \cos \psi}{\psi}, \quad (4)$$

де ψ – центральний кут цанги, який розраховується за формулою:

$$\psi = \frac{360}{z} - 2 \arcsin \times \frac{t}{R + r}, \quad (5)$$

де z – число пелюсток цанги;

t – ширина розрізу 10 мм;

R і r – відповідно зовнішній та внутрішній радіуси перерізу пелюстка цанги;

ξ – коефіцієнт, який враховує зміни поперечного перерізу пелюстка в поздовжньому напрямі; $\xi = 1,5$;

$[\sigma]$ – допустимі напруження при згині з врахуванням циклічності роботи цанги які залежать від її матеріалу.

$$[\sigma] = (0,4 \div 0,55) \sigma_B, \quad (6)$$

ε – стала заділки, $\frac{1}{\text{мм}^2}$, яка розраховується за формулою:

$$\varepsilon = K_5 \times \frac{1}{(R - r)^2}, \quad (7)$$

де K_5 – коефіцієнт для розрахунку ε , який розраховується за формулою:

$$K_5 = \frac{16300 \times (0,01745 \times \psi + \sin \psi)}{\psi^2}, \quad (8)$$

де E – модуль пружності для сталі $2,1 \times 10^6 \text{ Н / мм}^2$;

δ_0 – стріла розводки пелюстки в задній частині губки 1 мм;

Δd – допуск на діаметр заготовки;

ΔI – конструктивний запас на знос 0,15 мм;

λ – коефіцієнт затухання кутових деформацій в циліндричній болонці, $\frac{1}{\text{мм}}$.

Розраховуємо λ за формулою:

$$\lambda = \frac{1,815}{\sqrt{R^2 - r^2}}; \quad (9)$$

γ_{\max} – відстань від центру тяжіння до крайніх найбільш навантажених волокон, мм; розраховуємо за формулою:

$$\gamma_{\max} = R - \gamma_c, \quad (10)$$

де γ_c – координата центру тяжіння поперечного перерізу пелюстки, мм; центр тяжіння розраховуємо за формулою:

$$\gamma_c = K_3 \times \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2}, \quad (11)$$

де K_3 – коефіцієнт для розрахунку площі перерізу; розраховуємо за формулою:

$$K_3 = \frac{76,394}{\psi} \times \sin \times \frac{\psi}{2}. \quad (12)$$

σ_p – напруження розтягування (стиснення) пелюстка від дії осьової сили $\frac{H}{\text{мм}^2}$ розраховуємо за формулою:

$$\sigma_p = \frac{S}{F}, \quad (13)$$

де S – вісьова сила на одну пелюстку цанги Н;

F – площа небезпечного поперечного перерізу пелюстки цанги мм^2 , розраховуємо за формулою:

$$F = K_4 \times (R^2 - r^2), \quad (14)$$

де K_4 – коефіцієнт для розрахунку F ; розраховуємо за формулою:

$$K_4 = 0,00872\psi. \quad (15)$$

Схема розрахунку пелюстки цанги показана на рисунку 1.

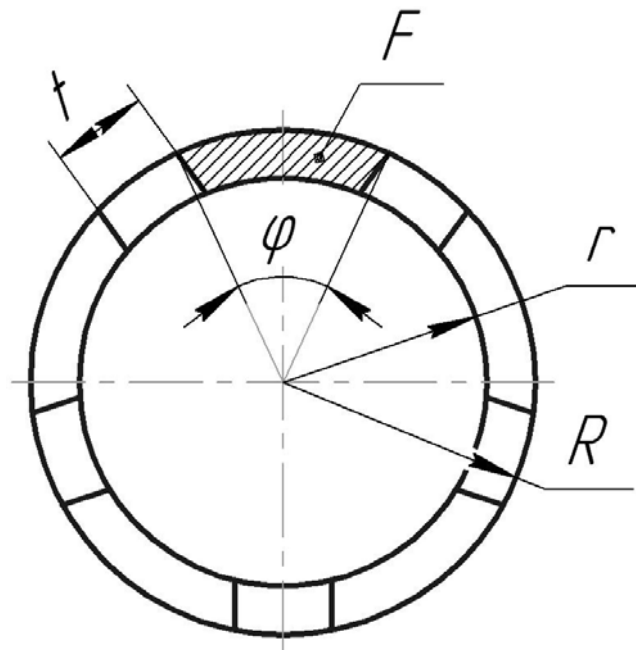


Рисунок 1 – Схема для розрахунку параметрів пелюстки цанги

Було проаналізовано яким чином зміна внутрішнього радіусу r буде змінювати довжину пелюстки цанги.

Прийнято для аналізу три значення внутрішнього радіусу r_{41} , r_{42} , r_{44} .

Графік залежності довжини пелюстки l_d від площі поперечного перерізу пелюстки F зображено на рис 2.

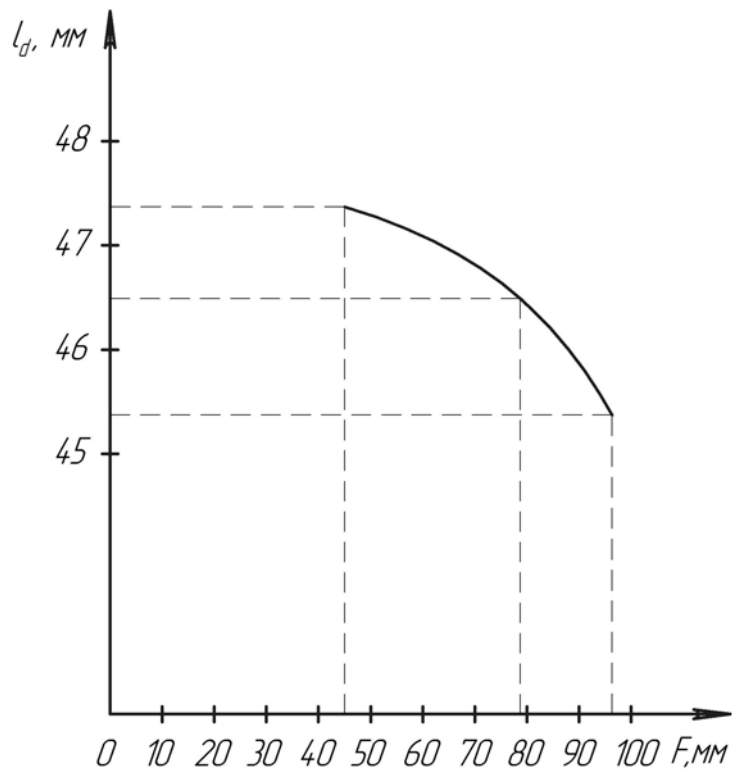


Рисунок 2 – Залежність довжини пелюстки l_d від площі її поперечного перерізу F

Проведено дослідження довжини пелюстки l_d від допуску заготовки. Для дослідження задамося квалітетами $h7, h9, h11$. Для дослідження обираємо цангу з товщиною пелюстки 4мм і площею поперечного перерізу пелюстки $78,75\text{mm}^2$.

Графік залежності довжини пелюстки l_d від допуску заготовки Δd представлено на рис. 3.

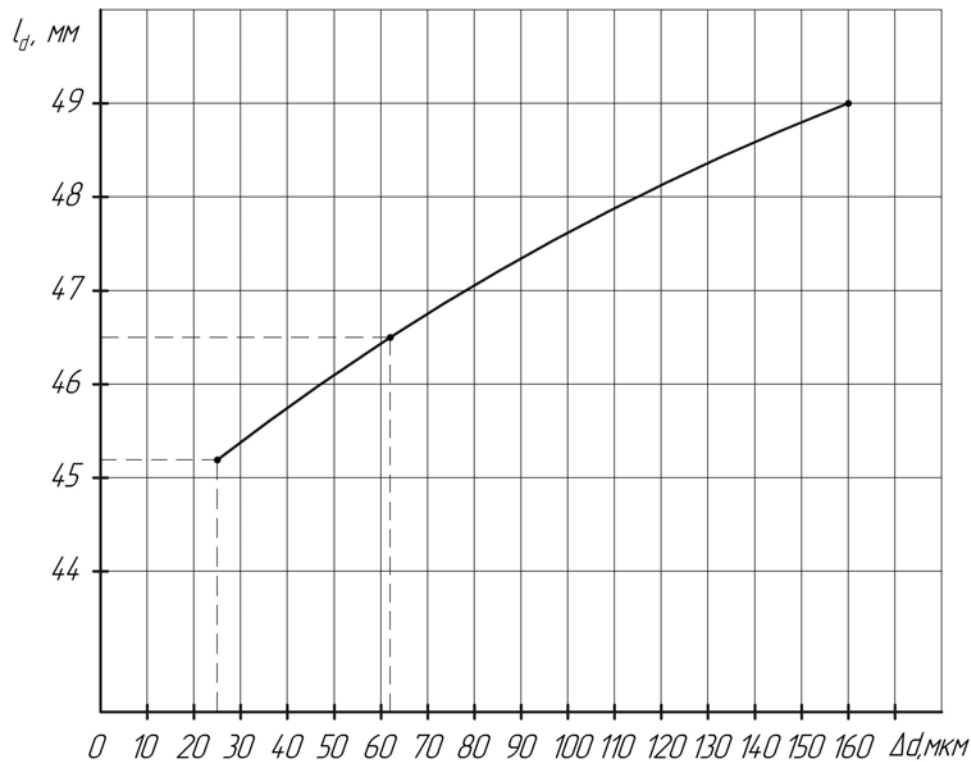


Рисунок 3 – Залежність довжини пелюстки l_d від допуску заготовки Δd

Також проведено дослідження довжини пелюстки l_d в залежності осьової сили тиску на одну пелюстку. Задамося параметрами тиску на пелюсток 450Н, 650Н, 850Н.

Графік залежності довжини пелюстки l_d від тиску на одну пелюстку зображено на рис. 4.

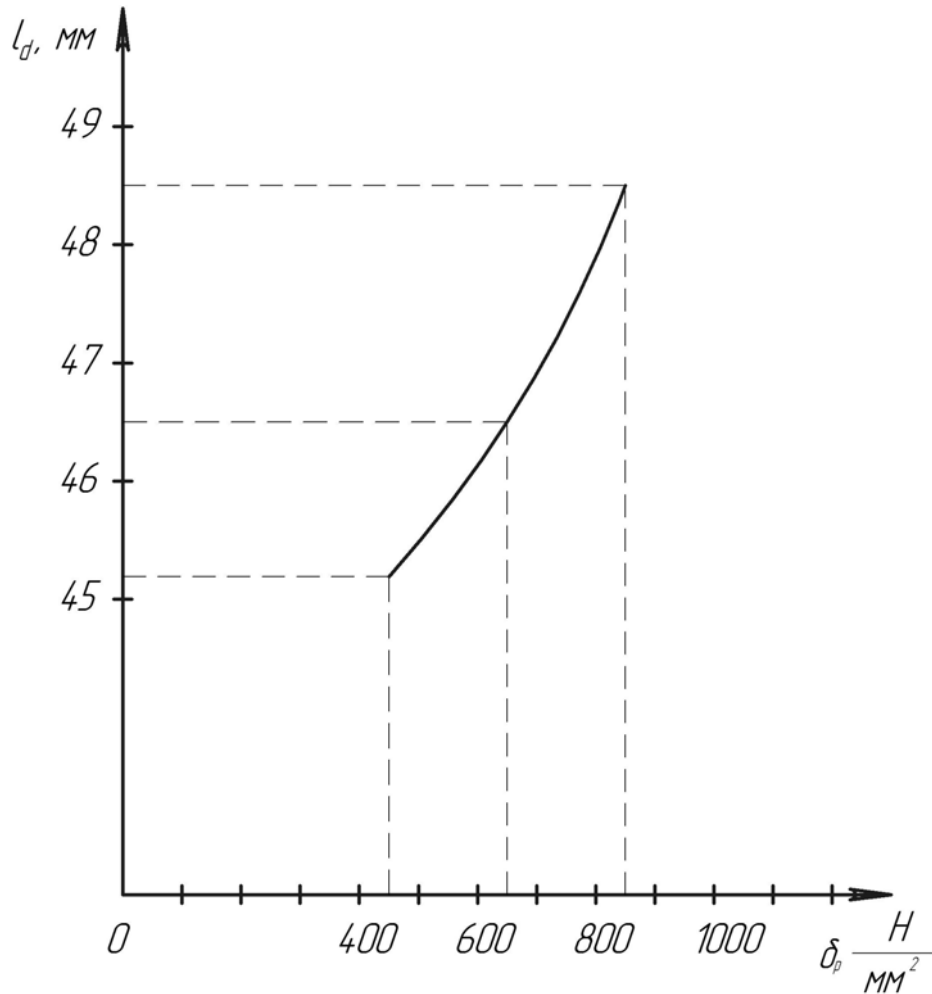


Рисунок 4 – Залежність довжини пелюстки l_d від допуску заготовки δ_p

Досліджено характеристики цангових затискних пристроїв, зокрема встановлено залежності довжини пелюстки l_d від площі її поперечного перерізу F , довжини пелюстки l_d від допуску заготовки δ_p та довжини пелюстки l_d від допуску заготовки Δd .

Список літератури

1. ГОСТ 2876-80 Цанги зажимные. Основные и присоединительные размеры.
2. Ю.М. Кузнецов, А.Р. Маслов, А.Н. Байков Оснастка для станков с ЧПУ: Справочник. – М.: Машиностроение, 1990. – 512с.

Одержано 23.05.11